

[Previous Doc](#)   [Next Doc](#)   [Go to Doc#](#)  
[First Hit](#)

[Generate Collection](#)

L8: Entry 22 of 37

File: DWPI

May 30, 1985

DERWENT-ACC-NO: 1985-136034

DERWENT-WEEK: 198523

COPYRIGHT 2004 DERWENT INFORMATION LTD

**TITLE:** Drive with infinitely variable transmission ratio - has planetary wheel carrier of combined gear train linked to drive output and sun wheel of another gear train

**Basic Abstract Text (1):**

The drive has a toroidal running track and a friction wheel, by which an epicyclic gear train, of two main gear train groups, is controlled by use of a brake and a clutch so that the epicyclic drive chain can be bridged over.

**Basic Abstract Text (2):**

The planet wheel carrier (28) of a combined epicyclic gear train (EM) is connected to the drive output member (3) and also via a clutch, to the sun wheel (24) of a reversing epicyclic gear train (ER) and to the output member (V) of the ratio adjusting group (9).

**Equivalent Abstract Text (2):**

The gear unit has two sun gears (24,38) with associated planetary wheels (28,31). The sets of planetary wheels are housed in cages which can be engaged and stopped by a clutch (26) and a brake (33). The pair of planetary gears provides different output ratios and therefore different drive shaft (6) speeds. By synchronising cage choice to the variable transmission a greater speed range is possible.

**Equivalent Abstract Text (4):**

A continuously-variable ratio transmission capable of working in two regimes and including two parts, in which the first part comprises a ratio-varying unit or variator having an input connectable to a prime mover, and an output; in which the input of the second part, which includes gearing, is connected to both the input and the output members of the first part, and the output of the second part is connected to the final member of the transmission; in which the gearing of the second part includes two epicyclic combinations which will be referred to as a reversing epicyclic (ER) and a mixing epicyclic (EM); in which the planet carrier of EM is connected to the final member and also, by way of a clutch, to the sun of ER and also to the output V of the variator; and in which the input of the variator is connected to the sun of EM, the annuli of EM and ER are linked so that they move in unison, and the planet carrier of ER is connected to a brake; whereby the transmission is capable of operating so that in the first regime the clutch is disengaged and the brake engaged, and the final member moves in unison with the planet carrier of EM in response to inputs from both the sun of EM and the sun of ER, and in the second regime the brake is disengaged and the clutch engaged, and the final member moves at the speed of variator output V, to which it is connected by way of the planet carrier of EM and the clutch.

**Equivalent Abstract Text (5):**

A clutch, a brake and two epicyclic combinations - a reversing train and a mixing train - are interposed between the ratio-varying unit and the output of the transmission as a whole. By operation of the clutch and the brake the elements

within the mechanism may be arranged in two different combinations whereby the transmission may operate in first and second regimes.

Equivalent Abstract Text (6):

One or other regime will offer efficient transmission throughout the entire operating range of the source of the automotive power. A particular choice of the two different combinations results in reasonable containment of gear speeds, no requirement for power to be transmitted through the intermeshing gears of an epicyclic when the transmission is in its second (high gear) regime, and no interference between the final member of the transmission and any grounding that any items within it - for instance the planet carriers of the epicyclics - may require.

[Previous Doc](#)    [Next Doc](#)    [Go to Doc#](#)

BUNDESREPUBLIK ⑫ **Offenlegungsschrift**  
DEUTSCHLAND ⑪ **DE 3441616 A1**

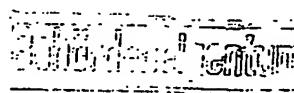


DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑥ Int. Cl. 3;  
**F16H 37/12**

**DE 3441616 A1**

⑪ Aktenzeichen: P 34 41 616.1  
⑫ Anmeldetag: 14. 11. 84  
⑬ Offenlegungstag: 30. 5. 85



Unionspriorität: ⑬ ⑭ ⑮

7.11.83 GB 8330683

Unmelder:

National Research Development Corp., London, GB

Vertreter:

Holzer, R., Dipl.-Ing.; Gallo, W., Dipl.-Ing. (FH),  
Pat.-Anw., 8900 Augsburg

⑭ Erfinder:

Brie Perry, Forbes George de, Charlbury, Oxford, GB

**Getriebe mit stufenlos verstellbarem Übersetzungsverhältnis**

Die Erfindung betrifft ein Getriebe mit stufenlos verstellbarem Übersetzungsverhältnis, vorzugsweise der Toroidaufbahn-Reibrad-Bauart, bei welchem ein eine Kupplung, eine Bremse und zwei Planetengetriebe, nämlich ein Umkehrplanetengetriebe und ein Mischplanetengetriebe aufweisender Mechanismus zwischen die Übersetzungsverhältnis-Verstellbaugruppe und das Abtriebsglied des Getriebegetriebes geschaltet ist. Durch wahlweise Betätigung der Kupplung und der Bremse lässt sich das Getriebe zwischen zwei Betriebszuständen umschalten, wobei in einem Betriebszustand die Planetengetriebekette überbrückt ist und im anderen Betriebszustand die Planetengetriebekette nicht überbrückt ist. Gemäß der Erfindung ist der Planetenradträger des Mischplanetengetriebes mit dem Getriebeabtriebsglied und außerdem über eine Kupplung mit dem Sonnenrad des Umkehrplanetengetriebes sowie mit dem Abtriebsglied der Verstellbaugruppe verbunden, und das Eingangsglied der Verstellbaugruppe ist mit dem Sonnenrad des Mischplanetengetriebes verbunden, die Ringräder der beiden Planetengetriebe sind gemeinsam montiert und der Planetenradträger des Umkehrplanetengetriebes ist mit einer Bremse verbunden. Die Vorteile sind nur mäßige Drehzahlen der Getriebekomponenten, keine Kraftübertragung durch die Planetengetriebe im überbrückten Zustand und die Möglichkeit der Verwendung eines massiven, d. h. nicht als Ringrad ausgebildeten Getriebeabtriebsglieds.

PATENTANWÄLTE  
DIPL. ING. R. HOLZER  
DIPL. ING. (FH) W. GALLO  
PHILIPPINE-WELSER-STRASSE 14  
8900 AUGSBURG  
TELEFON 516475  
TELEX 533202 patol d

3441616

Augsburg, den 13. November 1984

Anw. Aktenz.: N. 292

Anmelder : National Research  
Development Corporation,  
London

Patentansprüche

1. Getriebe mit stufenlos verstellbarem Übersetzungsverhältnis, das in zwei Betriebszuständen arbeiten kann und zwei Hauptbaugruppen aufweist, von denen die erste Hauptbaugruppe eine Übersetzungsverhältnis-Verstellbaugruppe mit einem, mit einem Antriebsmotor verbindbaren Eingangsglied und einem Abtriebsglied aufweist, wobei das Eingangsglied der zweiten Hauptbaugruppe, die eine Getriebekette umfaßt, sowohl mit dem Eingangsglied als auch mit dem Abtriebsglied der ersten Hauptbaugruppe verbunden und das Abtriebsglied der zweiten Hauptbaugruppe mit dem Abtriebsglied des Gesamtgetriebes verbunden ist, und wobei die Getriebekette der zweiten Hauptbaugruppe zwei Planetengetriebe, nämlich ein Umkehrplanetengetriebe ER und ein Mischplanetengetriebe EM aufweist, dadurch gekennzeichnet, daß der Planetenradträger (28) des Planetengetriebes EM mit dem Getriebeabtriebsglied (3) und außerdem über eine Kupplung (26) mit dem Sonnenrad (24) des Planetengetriebes ER sowie mit dem Abtriebsglied V der Verstellbaugruppe (9) verbunden ist, und daß das Eingangsglied (10, 11) der Verstellbaugruppe (9) mit dem Sonnenrad (38) des Planetengetriebes EM verbunden ist, daß weiter die Ringräder (35, 37) der beiden Planetengetriebe EM und ER gemeinsam montiert sind und der Planetenradträger (31) des Planetengetriebes ER mit einer Bremse (33, 34) verbunden ist, derart, daß das Getriebe in seinem ersten Betriebszustand bei ausgekuppelter Kupplung und eingekuppelter Bremse arbeitet und die Drehbewegung des Getriebeabtriebsglieds (3) durch die Drehbewegung des Planetenradträgers des Planeten-

getriebes EM aufgrund der Eingangsdrehbewegung I vom Sonnenrad des Planetengetriebes EM und der vom Sonnenrad des Planetengetriebes ER übertragenen Eingangsdrehbewegung V bestimmt wird, während im zweiten Betriebszustand die Bremse ausgekuppelt und die Kupplung eingeschaltet ist, und das Getriebeabtriebsglied (3) mit der Drehzahl des Abtriebsglieds V der Verstellbaugruppe (9) umläuft, mit welchem es über den Planetenradträger des Planetengetriebes EM und die Kupplung verbunden ist.

10

2. Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Verstellbaugruppe (9) der Toroidlaufbahn-Reibradbauart angehört.

15

3. Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Planetenräder des Planetengetriebes EM in miteinander in Eingriff stehenden Paaren angeordnet sind, wobei das eine Planetenrad (40) jedes Paars außerdem mit dem Sonnenrad (38) und das andere Planetenrad (41) außerdem mit dem Ringrad (37) dieses Planetengetriebes in Eingriff steht, damit die im ersten Betriebszustand des Getriebes erforderliche Drehrichtungsumkehr der zweiten Hauptbaugruppe zur Ableitung einer geeigneten Ausgangsdrehbewegung aus den Eingangsdrehbewegungen V und I erreicht wird.

4. Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Eingangsscheiben (10, 11) und die Abtriebsscheibe (12) der Verstellbaugruppe (9), die beiden Planetengetriebe EM und ER und das Getriebeabtriebsglied (3) alle miteinander koaxial angeordnet sind.

PATENTANWÄLTE  
DIPL. ING. R. HOLZER  
DIPL. ING. (FH) W. GALLO  
PHILIPPINE-WELSER-STRASSE 14  
8900 AUGSBURG  
TELEFON 516475  
TELEX 533202 patol d

3

3441616

Augsburg, den 13. November 1984

Anw. Aktenz.: N.293

National Research Development Corporation,  
101 Newington Causeway, London SE1 6BU, England

Getriebe mit stufenlos verstellbarem Übersetzungsverhältnis

Die Erfindung betrifft ein Getriebe mit stufenlos verstellbarem Übersetzungsverhältnis nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

5 Dabei handelt es sich um eine Getriebegattung, wie sie beispielsweise zur Verbindung des Antriebsmotors eines Kraftfahrzeugs mit den angetriebenen Rädern geeignet ist.

10 Insbesondere bezieht sich die Erfindung auf die an sich bekannte Gattung solcher Getriebe mit stufenlos verstellbarem Übersetzungsverhältnis, deren Betriebsweise deutlich in zwei unterschiedliche Betriebszustände unterteilt werden kann, deren Betriebsart und gegenseitiger Zusammenhang nachstehend erläutert werden.

15 Zunächst sei angenommen, daß das Eingangsglied des Getriebes vom Antriebsmotor mit konstanter Drehzahl angetrieben wird, und daß das Getriebe sich im ersten Betriebszustand befindet, wobei die Übersetzungsverhältnis-  
20 Verstellbaugruppe des Getriebes, in seine eine Extremstellung eingestellt ist. Typischerweise dreht sich nun

das Abtriebsglied des Getriebes in Rückwärtsrichtung und mit maximaler Drehzahl. Wird die Einstellung der Verstellbaugruppe nun fortschreitend in Richtung auf ihre entgegengesetzte Extremstellung hin verändert, wird

5 typischerweise die Drehzahl des Abtriebsglieds fortschreitend kleiner, bis vor dem Erreichen der entgegengesetzten Extremstellung sich ein Zustand einstellt, bei welchem die Abtriebszahl Null ist, wobei dieser Einstellzustand des Getriebes allgemein als Leerlaufübersetzungsein-

10 stellung (bei im Eingriff befindlichem Getriebe) bekannt ist. Wenn die Einstellung der Verstellbaugruppe dann weiter in Richtung zu der anderen Extremstellung verändert wird, beginnt das Abtriebsglied, sich mit zunehmender Drehzahl in der Vorwärtsrichtung zu drehen.

15

Wenn dann der zweite Betriebszustand anstelle des ersten Betriebszustands zur Wirkung gebracht wird und die Einstellung der Verstellbaugruppe fortschreitend zurück in Richtung der ersteren Extremstellung verändert wird,

20 verbleibt das Abtriebsglied im Vortwärtsdrehzustand und seine Drehzahl erhöht sich stetig bis zur maximalen Vorwärtsdrehzahl.

Die Erfindung ist insbesonderes auf Getriebe der

25 sogenannten Toroidlaufflächen-Reibrad-Bauart anwendbar, von welcher die GB-PS 1 078 791 ein Beispiel zeigt, bei welchem die Verstellbaugruppe eine Eingangsscheibe aufweist, die vom Antriebsmotor angetrieben wird und die eine an einer Stirnfläche gebildete koaxiale Toroidlauf-

30 fläche aufweist. Das Abtriebsglied der Verstellbaugruppe weist eine koaxiale Abtriebsscheibe auf, die mit einer ähnlichen und derjenigen der Eingangsscheibe zugewandten Toroidlauffläche versehen ist, wobei diese beiden Laufflächen zusammen die Oberfläche eines einzigen gedachten

Torus bilden. Das Drehmoment wird von der Eingangsscheibe auf die Ausgangsscheibe mittels einer Gruppe von Rollen übertragen, die jeweils mit beiden Laufflächen in reibschlüssiger Berührung stehen und so angeordnet sind,

- 5 daß sie mit ihren Mittelpunkten auf der kreisförmigen Torusmittellinie umlaufend und ihre eigenen Drehachsen jeweils die gemeinsame Achse der beiden Scheiben schneiden. Durch Veränderung der Einstellung der Rollen derart, daß ihre Mittelpunkte weiter auf der kreisförmigen 10 Torusmittellinie verbleiben, ihre eigenen Drehachsen jedoch die Drehachse der Scheibe an einem anderen Punkt schneiden, wird das Drehzahlverhältnis zwischen der Eingangsscheibe und der Abtriebsscheibe und folglich das Übersetzungsverhältnis des Getriebes insgesamt verändert.

15

Bei der Anordnung nach der GB-PS 1 078 791 ebenso wie bei anderen bekannten Getrieben dieser Gattung verbindet ein verstellbarer, Zahnräder aufweisender Mechanismus das Abtriebsglied des Getriebes sowohl mit der Abtriebs- 20 scheibe der Verstellbaugruppe als auch über andere Mittel als die Rollen mit dem antriebsmotorseitigen Getriebeeingang. Der Mechanismus kann in zwei verschiedene Anordnungszustände entsprechend den schon erwähnten beiden Betriebszuständen gebracht werden. In dem einen Anordnungszustand 25 des Mechanismus befindet sich das Getriebe also in seinem ersten Betriebszustand, und eine Änderung der Einstellung der Rollen durch Drehen derselben um eine etwa tangential zum Mittellinienkreis des Torus verlaufende Verstellachse aus einer ersten Extremstellung in die entgegengesetzte 30 Extremstellung bewirkt, daß der Antrieb des Getriebes von der vollen Rückwärtsdrehzahl durch den Leerlaufzustand (Nulldrehzahl) hindurch auf langsame Vorwärtsdrehzahl übergeht, wie schon oben beschrieben. Der Mechanismus und seine Getrieberäder sind so ausgelegt, daß bei einer 35 Änderung seines Anordnungszustandes zum Überführen des Getriebes in seinen zweiten Betriebszustand, wobei die

Rollen in ihrer zweiten Extremstellung verbleiben, keine plötzliche Änderung der Drehzahl des Abtriebsglieds stattfindet. Eine solche Umstellung ist als Synchronumschaltung bekannt. Wenn das Getriebe in diesem

5 Betriebszustand verbleibt und die Rollen dann wieder fortschreitend in ihre erste Extremstellung zurückgedreht werden, verbleibt das Abtriebsglied im Vorwärtsdrehzustand und seine Drehzahl erhöht sich zunehmend.

10 Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein in zwei Betriebszuständen betreibbares Getriebe mit stufenlos verstellbarem Übersetzungsverhältnis zu schaffen, das einen neuartigen, das Stellorgan mit dem Getriebeabtriebsglied verbindenden Mechanismus

15 aufweist, der die Vorteile bietet, daß die Getriebedrehzahlen innerhalb vernünftiger Grenzen gehalten werden können, bei Betrieb im zweiten Betriebszustand keine Antriebsleistung über die miteinander im Eingriff stehenden Zahnräder der Planetengetriebe übertragen zu

20 werden braucht, und keine gegenseitige axiale Behinderung zwischen dem Getriebeabtriebsglied und einer etwa erforderlichen gestellmäßigen Festlegung eines der Getriebeglieder innerhalb des Getriebes, beispielsweise des Planetenradträgers eines der Planetengetriebe, auftritt. Das Fehlen

25 einer solchen gegenseitigen axialen Behinderung erleichtert die Anwendung eines einfachen massiven Zahnrads als Getriebeabtriebsglied, während sonst ein Ringrad erforderlich wäre, wenn der Festlegungsmechanismus axial durch die Mitte des Getriebeabtriebsglieds

30 hindurchgeführt werden müßte.

Diese Aufgabe wird gemäß der Erfindung durch die im kennzeichnenden Teil des Anspruchs 1 angegebene Anordnung gelöst.

Gemäß der Erfindung weist das in zwei Betriebsarten betreibbare Getriebe mit stufenlos verstellbarem Übersetzungsverhältnis zwei Hauptbaugruppen auf. Die eine Hauptbaugruppe umfaßt eine Übersetzungsverhältnis-  
5 Verstellbaugruppe mit einem, mit einem Antriebsmotor kuppelbaren Eingangsglied und einem Abtriebsglied. Das Eingangsglied der zweiten Hauptbaugruppe, die eine Getriebekette umfaßt, ist sowohl mit dem Eingangsglied als auch den Abtriebsglied der ersten Hauptbaugruppe  
10 verbunden, und das Abtriebsglied der zweiten Hauptbaugruppe ist mit dem Abtriebsglied des Gesamtgetriebes verbunden. Die Getriebekette der zweiten Hauptbaugruppe umfaßt zwei Planetengetriebe, die nachstehend als Umkehrplanetengetriebe (ER) und als Mischplanetengetriebe  
15 (EM) bezeichnet werden. Der Planetenradträger des Planetengetriebes (EM) ist mit dem Getriebeabtriebsglied verbunden und außerdem mittels einer Kupplung mit dem Sonnenrad des Planetengetriebes ER und auch mit dem Abtriebsglied V der Verstellbaugruppe verbunden.  
20 Das Eingangsglied I der Verstellbaugruppe ist mit dem Sonnenrad des Planetengetriebes EM verbunden, und die Ringräder der Planetengetriebe EM und IR sind gemeinsam montiert, und der Planetenradträger von ER ist mit einer Bremse verbunden.

25

Das Getriebe kann derart betrieben werden, daß im ersten Betriebszustand die Kupplung ausgekuppelt und die Bremse eingekuppelt ist, wobei dann die Drehbewegung des Abtriebsglieds von der Drehbewegung des  
30 Planetenradträgers von EM in Abhängigkeit von einer Eingangsdrehbewegung I vom Sonnenrad EM, und einer vom Sonnenrad ER übertragenen Eingangsdrehbewegung V über den gebremsten Planetenradträger des Planeten-  
getriebes ER auf das Ringrad und so auf das damit  
35 gemeinsam montierte Ringrad von EM bestimmt wird. In der zweiten Betriebsart ist die Bremse ausgekuppelt

und die Kupplung eingekuppelt, und das Getriebeabtriebsglied dreht sich mit der Drehzahl des Abtriebsglieds V der Verstellbaugruppe, mit welchem es über den Planetenradträger von EM und die Kupplung ver-

5 bunden ist, und alle anderen Getriebeglieder der beiden Planetengetriebe EM und ER laufen einfach leer mit.

Die Verstellbaugruppe kann von der Toroidlaufbahn-Reibrad-Bauart sein, und kann insbesondere der an sich 10 bekannten "doppelseitigen" Bauart angehören, die zwei konzentrische und entgegengesetzte Eingangsscheiben und eine einzige, konzentrisch dazwischenliegende doppelseitige Abtriebsscheibe aufweist, und wobei eine erste Gruppe von Rollen das Antriebsdrehmoment von der 15 ersten Eingangsscheibe auf die eine Stirnseite der Abtriebsscheibe und eine zweite Gruppe von Rollen entsprechend das Antriebsdrehmoment von der zweiten Eingangsscheibe auf die andere Seite der einzigen Abtriebsscheibe überträgt. Die Abtriebsdrehbewegung wird dann von der 20 Abtriebsscheibe über ein glockenförmiges Bauteil, das über eine der beiden Eingangsscheiben hinwegverläuft und diese umschließt, auf das Eingangsglied der zweiten Hauptbaugruppe des Getriebes übertragen.

25 Die Planetenräder von EM können in miteinander in Eingriff stehenden Planetenradpaaren angeordnet sein, wobei das jeweils eine Planetenrad jedes Paars außerdem mit dem Ringrad und das andere Planetenrad jedes Paars außerdem mit dem Sonnenrad in Eingriff steht, 30 um für die zweite Hauptbaugruppe des Getriebes die erforderliche Drehrichtungsumkehrmöglichkeit zu erzeugen und im ersten Betriebszustand eine geeignete Ausgangsdrehbewegung aus den beiden Eingangsdrehbewegungen V und I abzuleiten.

Vorzugsweise sind die Eingangsscheiben und die Abtriebsscheibe der Verstellbaugruppe, die beiden Planetengetriebe EM und ER, und das Getriebeabtriebsglied alle miteinander koaxial angeordnet.

5

Vorteilhafte Ausgestaltungen und Einzelheiten der Erfindung sind Gegenstand der Unteransprüche.

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung wird nachstehend 10 unter Bezugnahme auf die anliegende Zeichnung mehr im einzelnen beschrieben, die einen Axialschnitt durch ein erfindungsgemäßes Getriebe für einen Kraftfahrzeugantrieb zeigt.

15 Das Getriebe ist in einem Gehäuse 1 untergebracht, das an der festen Rahmenkonstruktion des Fahrzeugs (nicht dargestellt) verankert ist und einen Ölsumpf 2 trägt. Ein mit einer Welle 4 umlaufendes Zahnrad 3 stellt das Abtriebsglied des Gesamtgetriebes dar und steht mit einem 20 weiteren Zahnrad 5 in Eingriff, um das Abtriebsdrehmoment des Getriebes über eine Welle 6 auf das Differentialgetriebe des Fahrzeugs (nicht dargestellt) zu übertragen. Die Eingangswelle 7 des Getriebes ist mit ihrem in der Zeichnung linken Wellenende 8 mit einem Antriebsmotor 25 (nicht dargestellt) zu verbinden.

Eine Verstellbaugruppe 9 der Toroidlaufbahn-Reibrad-Baugruppe bildet die erste Hauptbaugruppe des Getriebes und weist zwei drehfest auf der Welle 7 montierte ein-30 seitige Eingangsscheiben 10 und 11 und eine einzige, aber doppelseitige Abtriebsscheibe 12 auf, die auf einem Lager 13 montiert und folglich bezüglich der Welle 7 frei drehbar ist. Die einander zugewandten Toroidflächen der Eingangsscheibe 10 und der einen Seite der Abtriebs-35 scheibe 12 bilden Teile der Oberfläche eines einzigen gedachten Torus mit einem Mittellinienkreis 14, und die

einander zugewandten Toroidflächen der anderen Eingangsscheibe 11 und der anderen Seite der Abtriebsscheibe 12 bilden Teile der Oberfläche eines zweiten ähnlichen gedachten Torus mit einem Mittellinienkreis 15. Eine 5 Gruppe von Rollen 16, von denen nur eine dargestellt ist, überträgt die Antriebsdrehbewegung mit den gleichen Übersetzungsverhältnis von der anderen Eingangsscheibe 11 auf die andere Seite der Abtriebsscheibe 12. Der die beiden Rollengruppen 16 und 17 tragende und zur jeweils 10 gemeinsamen Verstellung dieser Rollen um zu dem jeweiligen Mittellinienkreis 14 bzw. 15 tangentiale Verstellachsen zur Veränderung des Übersetzungsverhältnisses zwischen den Eingangsscheiben 10, 11 und der Abtriebsscheibe 12 dienende Mechanismus ist nur teilweise bei 18 bzw. 19 15 angedeutet und wird nicht mehr im einzelnen beschrieben, da Bauweise und Arbeitsweise eines solchen Mechanismus an sich bekannt sind und daher keinen Teil der Erfindung darstellen.

20 Ein drehbares glockenförmiges Bauteil 20 übergreift die Eingangsscheibe 11 und die Rollen 17 und verbindet die Abtriebsscheibe 12 mit der zweiten Hauptbaugruppe des Getriebes. Das Bauteil 20 ist mit einer drehbaren Hülse 21 verbunden, die mittels eines Lagers 22 im Gehäuse 1 und mittels eines Lagers 23 auf der Welle 7 25 gelagert ist. Die Hülse 21 ist sowohl mit dem Sonnenrad 24 des Umkehrplanetengetriebes ER als auch mit der einen Hälfte 25 einer Kupplung 26 durch eine Keilverzahnung verbunden, und die andere Hälfte 27 der Kupplung 26 30 ist mit dem einen axialen Ende des Planetenradträgers 28 des Mischplanetengetriebes EM verbunden. Das andere axiale Ende des Planetenradträgers 28 ist an der Welle 4 befestigt, die mittels eines Lagers 30 im Gehäuse 1 gelagert ist.

35 Der Planetenradträger 31 des Umkehrplanetengetriebes ER ist an einem Rahmen 32 montiert, der die beweglichen Elemente 33 einer Bremse trägt, und die damit zusammen-

wirkenden Elemente 34 der Bremse sind am Gehäuse 1 befestigt. Das Ringrad 35 des Planetengetriebes ER ist über eine Hülse 36 mit dem Ringrad 37 des Planetengetriebes EM verbunden, so daß die beiden Ringräder 35 und 37 5 jeweils gemeinsam miteinander umlaufen. Das Sonnenrad 38 des Planetengetriebes EM ist bei 39 mit der Welle 7 verkeilt.

Die Betätigungsmechanismen der Kupplung 26 und 10 der Bremse 33, 34 sind an sich bekannt und nicht näher dargestellt.

Wenn das Getriebe in seinem ersten Betriebszustand arbeitet, ist die Kupplung 26 ausgekuppelt und die 15 Bremse 33, 34 ist eingekuppelt. Der Planetenradträger 31 ist daher drehfest festgelegt und es wird eine Funktion der Drehbewegung V der Abtriebsscheibe 12 über das Bau- teil 20, die Hülse 21, die drei Elemente, nämlich Sonnenrad 24, Planetenräder und Ringrad 35 des Planeten- 20 getriebes EM, und die Hülse 36 auf das Ringrad 37 des Planetengetriebes EM übertragen. Die Drehbewegung I der Eingangswelle 7 wird direkt dem Planetengetriebe EM mitgeteilt, da das Sonnenrad 38 mit der Welle verkeilt ist, und eine resultierende Drehbewegung von I und 25 der Funktion von V wird auf die Welle 4 und so auf das Getriebeabtriebsglied 3 übertragen, weil die Welle 4 an dem Planetenradträger 28 des Planetengetriebes EM befestigt ist. Um Drehrichtungskompatibilität zwischen I und der Funktion V zu erreichen, sind die Planeten- 30 räder am Planetenradträger 28 in miteinander in Eingriff stehenden Paaren angeordnet, wobei das eine Planeten- rad 40 jedes Paars außerdem mit dem Sonnenrad 38 und das andere Planetenrad 41 jedes Paars außerdem mit dem Ringrad 37 in Eingriff steht.

35

Im ersten Betriebszustand des Getriebes befinden sich die Rollen 16 und 17 in ihrer einen Extremstellung

in den in Volllinien dargestellten Einstellungen, und das Abtriebsglied 3 läuft in der Rückwärtsdrehrichtung und der für eine gegebene Eingangsdrehzahl von I maximalen Rückwärtsdrehzahl um. Wenn die Einstellung der 5 Rollen nun mittels des Mechanismus 18, 19 verstellt wird, so daß die Rollen jeweils um eine zum jeweiligen Mittelinienkreis 14 bzw. 15 tangentiale Verstellachse geschwenkt werden, fällt die Drehzahl des Getriebeabtriebsglieds 3 fortschreitend ab, bis vor dem Erreichen der anderen 10 Extremstellung der Rollen, die durch gestrichelte Linien 16a und 17a angedeutet ist, eine Zwischenstellung erreicht wird, in welcher das Abtriebsglied 3 sich im Stillstand befindet. Wenn die Rollen dann weiter in Richtung auf ihre andere Extremstellung 16a bzw. 17a 15 verstellt werden, beginnt das Abtriebsglied 3 sich in der Vorwärtsrichtung mit zunehmender Vorwärtsdrehzahl zu drehen. Unter Anwendung an sich bekannter Kriterien können die Charakteristiken der Planetengetriebe ER und EM und ihrer miteinander in Beziehung stehender Elemente so 20 gewählt werden, daß, wenn in jener Zwischenstellung die Bremse 33, 34 gelöst und die Kupplung 26 gleichzeitig eingekuppelt wird und dann die meisten der Getriebeglieder von EM und ER nurmehr leer mitlaufen und die Antriebsdrehbewegung vom Bauteil 20 über die Hülse 21, die 25 Kupplung 26, den Planetenradträger 28 und die Welle 4 übertragen wird, keine Änderung des Gesamtübersetzungswertes des Getriebes eintritt und daher keine plötzliche Änderung der Drehzahl des Abtriebsgliedes 3 stattfindet. Ein solcher Übergang wird, wie schon erwähnt, 30 bekanntermaßen als "Synchronumschaltung" in den zweiten Betriebszustand bezeichnet, in welchen eine Rückwärtsverstellung der Rollen aus ihrer zweiten Extremstellung 16a bzw. 17a zurück in ihrer erstgenannte Extremstellung 16 bzw. 17 eine stetige Zunahme der Vorwärtsdrehzahl des 35 Getriebeabtriebsglieds 3 bewirkt.

13

— Leerseite —

- 15 -

Nummer:  
Int. Cl.<sup>3</sup>:  
Anmeldetag:  
Offenlegungstag:

**34 41 616**  
**F 16 H 37/12**  
14. November 1984  
30. Mai 1985

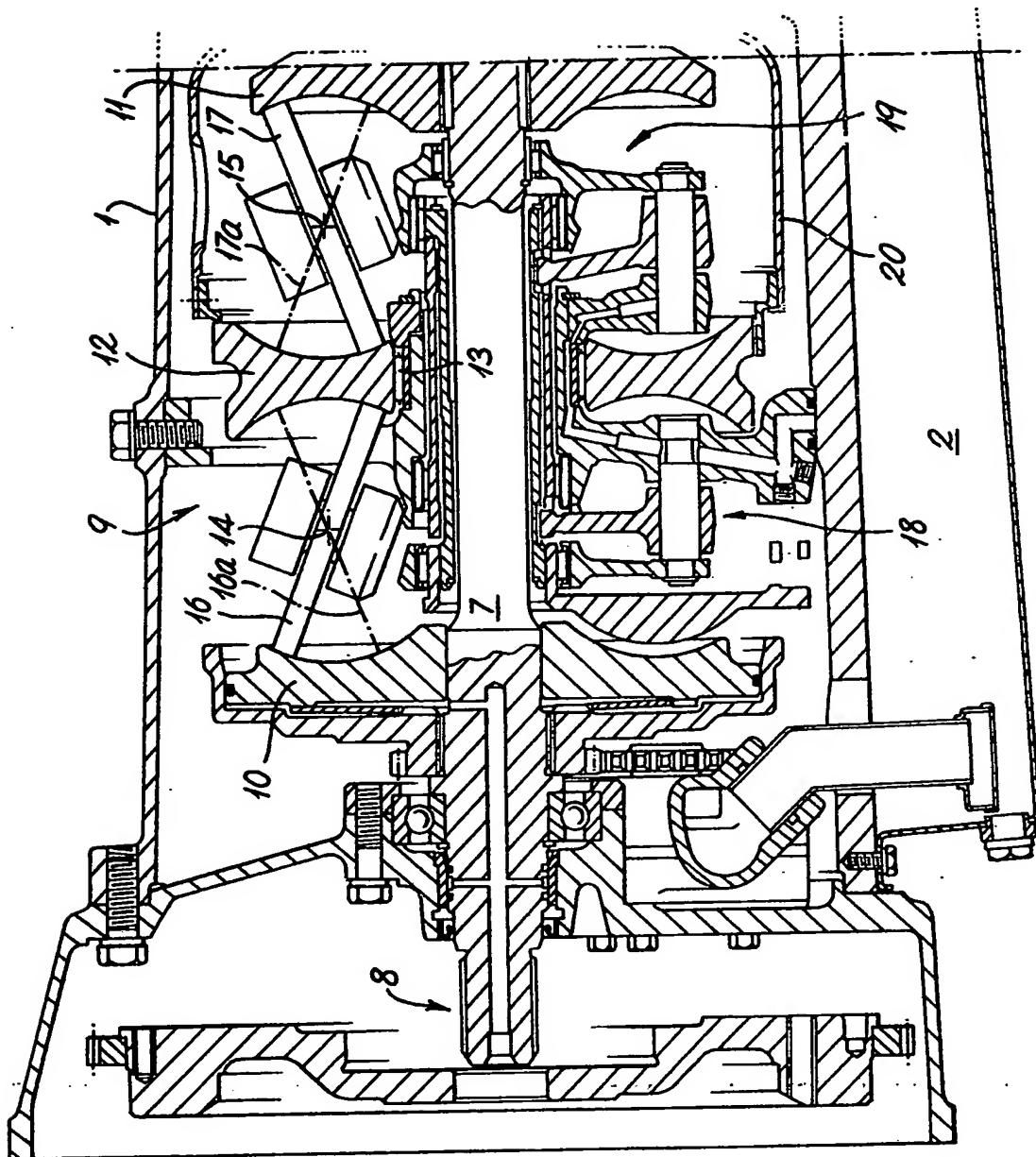


Fig. 1a

1a	:	1b
----	---	----

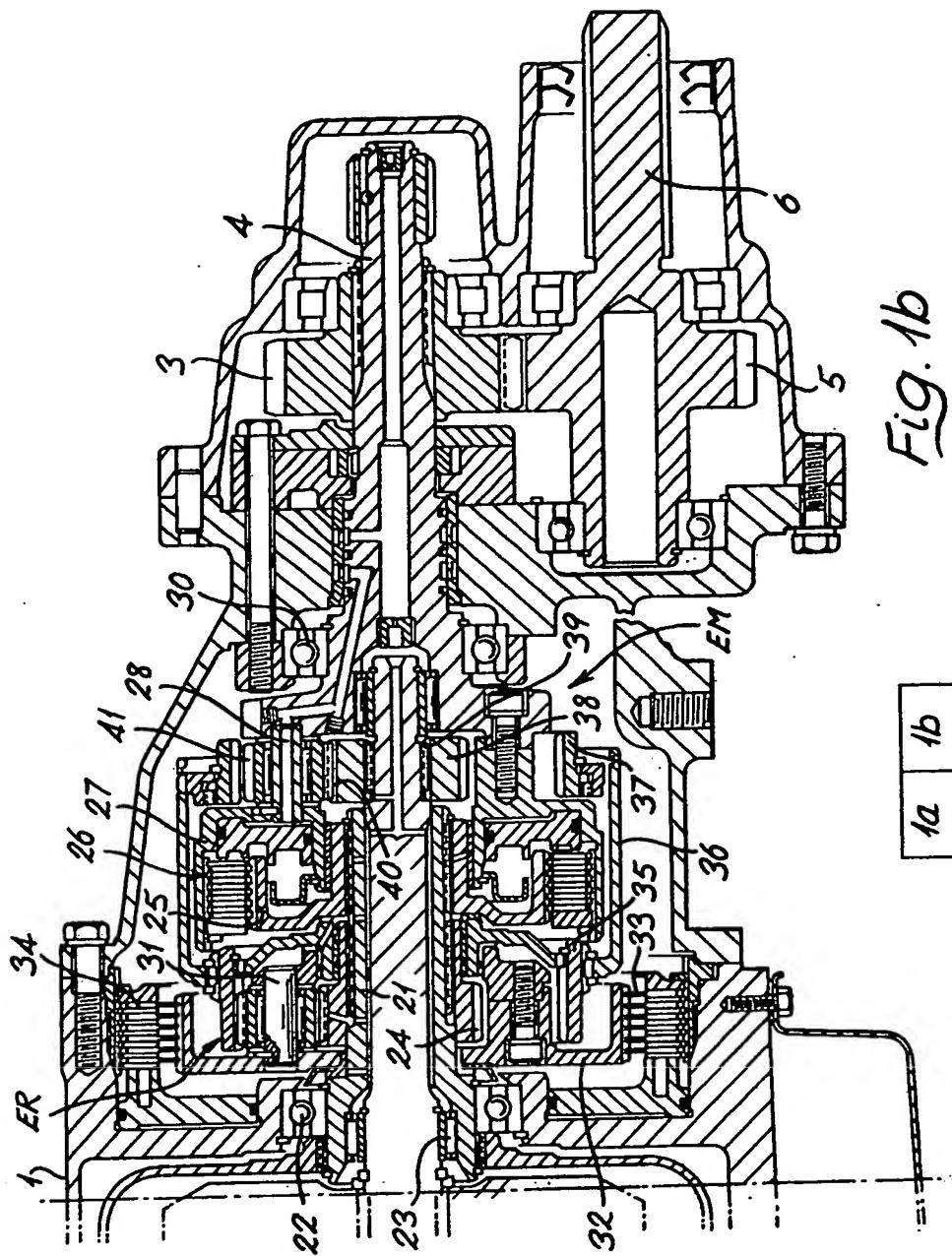
3441616

-14-

National Research Development Corporation, London

Fig. 1b

1a 1b



**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**